

## 지역난방에 연계된 하이브리드 제습냉방시스템의 주거환경에서의 성능 분석

안 준\* · 김재율\* · 강병하\*\*

\* 국민대학교 기계시스템공학부

## Characteristic Analysis of Hybrid Desiccant Cooling System for District Heating in Residential Environment

Joon Ahn\*, Jaeyool Kim\* and Byung Ha Kang\*\*

\* School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

(Received January 17, 2014 ; Revised May 28, 2014 ; Accepted May 29, 2014)

**Key Words:** Hybrid Desiccant Cooling System(하이브리드 제습냉방 시스템), District Cooling(지역냉방), Energy Efficiency(에너지 효율), COP(성능계수)

**초록:** 하절기 에너지 이용의 합리화를 위해서는 소형 열병합 발전의 설비이용률을 높일 수 있는 지역냉방의 보급이 확대되어야 한다. 지역냉방에는 흡수식 냉동기와 제습냉방기 있는데 상대적으로 낮은 열원을 사용할 수 있어 지역난방에 연계할 수 있는 제습냉방이 공동주택용으로 각광을 받고 있다. 본 논문에서는 고체제습제를 이용하며 현열로터 대신에 히트펌프를 사용한 하이브리드 제습냉방 시스템의 주거환경에서의 성능 특성을 분석하였다. 실내공급공기, 실내리턴공기, 실외흡입공기, 재생열량, 소비전력을 측정하여 인터넷을 이용한 모니터링을 통하여 데이터를 분석하였다. 전체에너지는 외기온도가 증가할수록 감소하였고 냉방능력은 외기온도가 증가할수록 증가하고, 외기습도가 감소할수록 증가하는 경향을 보였다. 성능계수는 냉방능력과 유사한 경향을 보이는 것으로 분석되었다

**Abstract:** A series of field tests on hybrid desiccant cooling systems were conducted in July–August, 2013. The temperature and humidity of the supply and return air, power, and heat consumption were monitored and transferred in real time through the Internet. The performance parameters of the cooling system, namely, cooling capacity and COP (coefficient of performance), were evaluated from the measured data and their variations under outdoor conditions was analyzed. It was found that with increase in the outdoor temperature, the total energy decreases and cooling capacity increases whereas the latter decreases with increase in the outdoor humidity. The COP was also found to increase with the increase in outdoor temperature.

- 기호설명 -

<p>HDCS : 하이브리드 제습냉방시스템</p> <p><math>H</math> : 절대습도 [kg/kg]</p> <p><math>\phi</math> : 상대습도 [%]</p> <p><math>P_g</math> : 수증기압 [kPa]</p> <p><math>P_a</math> : 포화수증기압 [kPa]</p> <p><math>h_a</math> : 건공기 엔탈피 [kcal]</p>	<p><math>h_v</math> : 습공기 엔탈피 [kcal]</p> <p><math>h_{fg,v}</math> : 증발 엔탈피 [kcal]</p> <p><math>C_{p,a}</math> : 건공기 비열 [kcal]</p> <p><math>m_{air}</math> : 공기 유량 [kg]</p> <p><math>Q_{cool}</math> : 냉방능력 [kW]</p> <p><math>Q_{ele}</math> : 소비전력 [kW]</p> <p><math>Q_{reg}</math> : 재생열량 [kW]</p> <p>SA : 실내공급공기</p> <p>RA : 실내리턴공기</p> <p><math>T</math> : 온도 [°C]</p>
---	---

† Corresponding Author, [bhkgang@kookmin.ac.kr](mailto:bhkgang@kookmin.ac.kr)

하첨자

- PURPA : 열병합발전 PURPA 효율
- PRIMARY : 1차에너지 환산계수
- $C_{p,v}$  : 습공기 비열 [kcal]

### 1. 서 론

최근 몇몇 원전의 가동이 중단되면서 에너지수급 불안 및 대규모 정전사태에 대한 우려가 제기된 바 있다. 에너지 공급의 안정성 및 이용 합리화를 위하여 가장 현실적인 방안으로 소형 열병합발전의 보급, 확대가 제안되어 우리나라에서는 그린에너지 전략로드맵에서 2012년까지 700 MW, 2017년까지는 2,700 MW를 보급할 계획을 세운 바 있으나 전력요금에 비해 가스연료 가격이 가파르게 상승하여 보급이 원활하지 않았다. 특히 하절기 열수요가 거의 없어 설비 이용률이 10% 이하로 감소하여 소형열병합발전의 경제성 및 국가편익이 크게 감소하고 있다. 이와 같은 문제를 해결하기 위해 4차 에너지이용합리화 기본계획에는 열병합발전의 배열을 이용하는 지역냉방의 확대 보급이 포함되었고<sup>(1)</sup> 이를 위해서 하절기 열수요 개발을 위한 새로운 냉방기기 기술이 필요하다.

우리나라에 적용가능한 지역냉방 방식으로 중/저온 흡수식 모델, 집단에너지 모델, 제습냉방 모델 등이 제안되고 있다.<sup>(2)</sup> 이들 중에 제습냉방은 흡수식에 비해 상대적으로 저온의 열원에서 구동이 가능하여<sup>(3)</sup> 지역난방과 연계할 수 있고 전기 에어컨과 같이 기존의 공동주택에 비교적 쉽게 설치할 수 있어 우리나라의 주택 보급 환경에서 경쟁력을 갖출 수 있을 것으로 기대된다.

제습냉방 시스템에서 제습제는 액체와 고체가 있고 각각 장단점이 있는데<sup>(4,5)</sup> 본 연구에서는 고체제습제를 채택하였다. 고체제습제는 제습과 재생을 위해 로터 형태로 제작되며<sup>(6)</sup> 시스템은 Fig. 1(a)와 같이 재생 열원, 제습 장치 및 증발식 냉각기로 구성된다. 시스템의 구성 부품 중에 현열로터는 가격이 비싸고, 부피가 커 단위세대용으로 사용하기에는 곤란하다. 또한 제습냉방 시스템은 고온 다습한 조건보다 고온 건조한 기후에 유리하고<sup>(3)</sup> 잠열부하가 큰 상업용 건물에 유리한 특징이 있으므로<sup>(7)</sup> 고온다습한 기후와 공동주택 중심의 거주형태를 보이는 우리나라에 적합한 시스템으로서 Fig. 1(b)와 같이 현열로터를 증기 압축식 냉동기로 대체하는 하이브리드 제습냉방 시스템이 제안되었다.<sup>(8)</sup> Fig. 2는 하이브리드 제습냉방 시스템을 습공기 선도상에 나타낸 것이다.

하이브리드 제습냉방 시스템은 국내에서 개발되었고 시제품을 경기도 수원시에 위치한 아파트 네 세대에 설치하여 2011년 하절기 동안 실증실험을 거친 바 있다.<sup>(9)</sup> 실증실험 결과, 하이브리드 제습냉방 시스템이 일반적인 냉동기 설계조건인 ARI(American Refrigeration Institute) 조건(건구 온도 35℃, 습구온도 23.9℃)과 상이한 우리나라의 기후 조건에서 성공적으로 운전될 수 있다는 것을 확인하였다. 이와 동시에 전기 에어컨을 대체하여 개별 세대에 설치하고 지역난방 열원에 연계한 운전 조건에서 정상적인 냉방효과를 얻을 수 있다는 것도 확인하였다.<sup>(9)</sup>

본 연구에서는 용인시 기흥구에 위치한 L아파트 40세대에 하이브리드 제습냉방 시스템을 설치하여 2013년 하절기 동안 가동을 하였다. 이 중 10세대의 하이브리드 제습냉방 시스템을 모니터링 하여 성능을 분석하였다. 실험공간이 아닌 실제 주거환경에서의 운전을 통해 여러 환경에서의 하이브리드 제습냉방 시스템의 운전 자료를 확보하였다. 본 논문에서는 이와 같은 자료를 바탕으

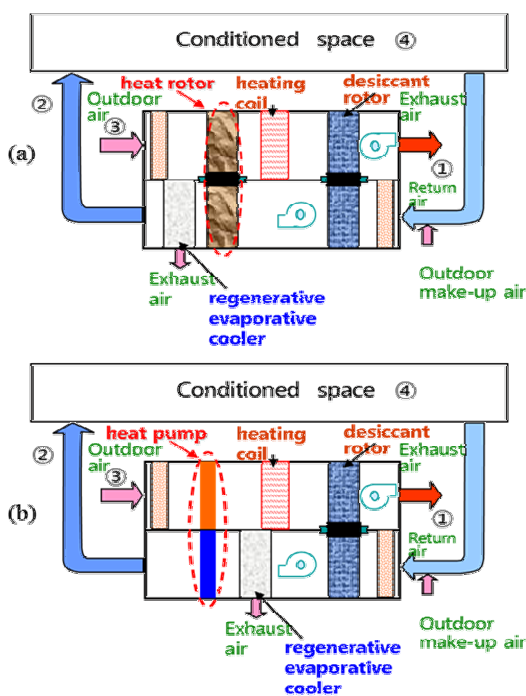


Fig. 1 Desiccant cooling system; (a) Conventional; (b) Hybrid system with a heat pump

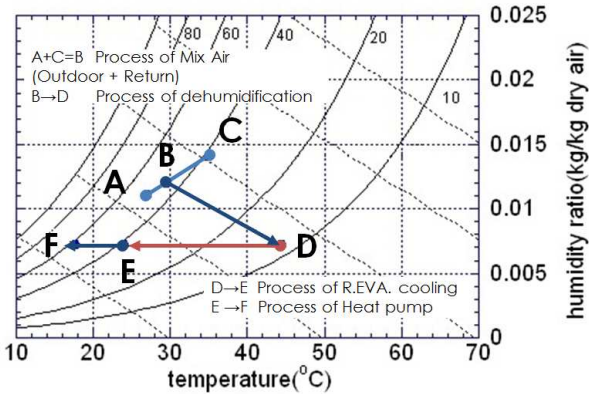


Fig. 2 Psychrometric process of the hybrid desiccant cooling system

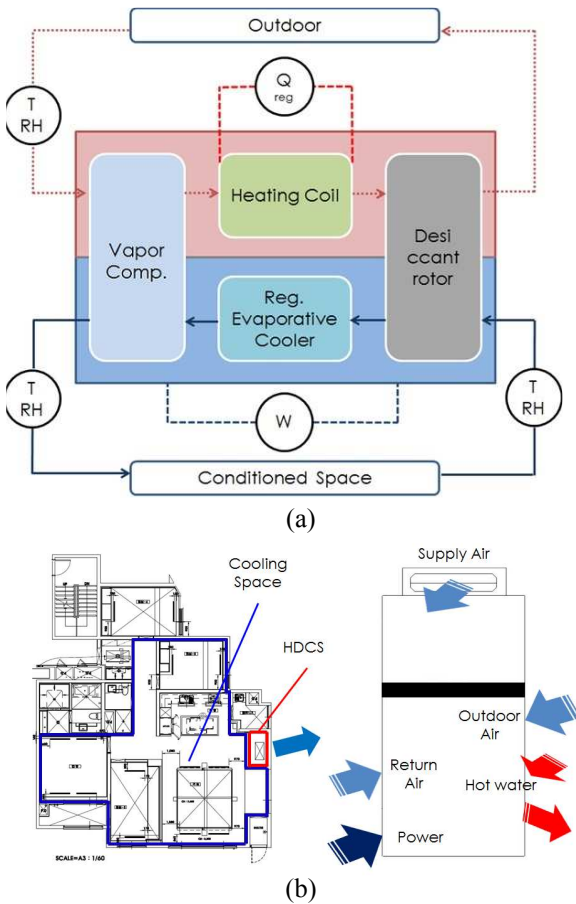


Fig. 3 Experimental setup; (a) Instrumentation; (b) Conditioned space (126m<sup>2</sup>)

로 외기 온·습도 변화에 따른 성능변화를 관찰하여 실거주 환경에서의 하이브리드 제습냉방 시스템의 특성을 제시하였다.

## 2. 실증 실험 방법

실증 실험은 2013년 7월에서 9월에 걸쳐 경기

Table 1 Specifications of the measuring instrument

		Range	Accuracy
T / H	EE-08	-20~80°C	±0.2~0.3°C
	EE-20	0~100% RH	±2% (0~90% RH), ±3% (90~100% RH)
Reg. heat	heat meter	0~90°C, Δt = 3~50K	±2.2% (10K ≤ Δt ≤ 20K)
	T-type thermo couple	-40~350°C	±0.5°C
Electric power	CW 120	150~450V 5~1000A	1.2%

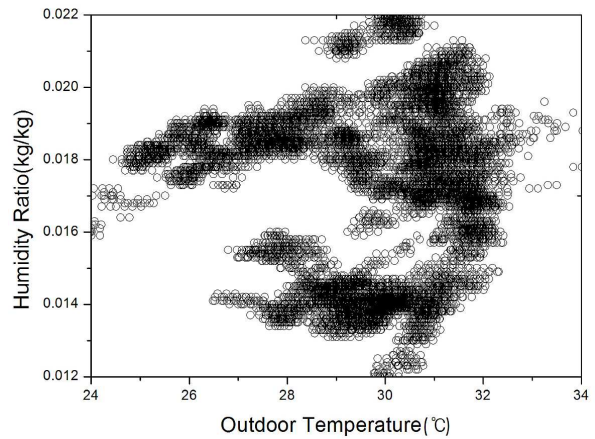


Fig. 4 Outdoor air conditions during the field test period

도 용인시에 위치한 아파트의 10세대에 하이브리드 제습냉방 시스템을 각각 설치하여 실시하였다. 외기조건을 분석하기 위하여 실외공기의 온·습도를 측정하였고, 냉방기의 성능평가를 위하여 S.A, R.A의 온·습도를 측정하였고, 실내조건평가를 위해 실내공기의 온·습도를 측정하였다. 또한, 전력량계와 열량계를 통하여 냉방기의 소비에너지를 측정하였다 (Fig. 3(a)). 실증실험간 사용된 계측기의 사양을 Table. 1에 나타내었다. 외기조건 분석결과를 Fig. 4에 나타내었으며 평균온도는

Table 2 Design specifications of the system

HDCS cooling capacity (kW)	7
HDCS electric power (kW)	1.27
Air volume (CMH)	1,200
HP nominal cooling capacity (kW)	1.9
HP compressor power (kW)	0.58
Hot water supply temperature (°C)	70
Hot water flow rate (lpm)	4.73

29.59°C, 평균 절대습도는 0.0172 kg/kg으로 나타났다. 표준편차는 온도가 1.97, 절대습도가 0.0023으로 분석되었다. 실험공간은 Fig. 3(b)에 제시한 것처럼 공급면적 126m<sup>2</sup>이며, 실험간의 HDCS의 성능을 제습냉방용 사용자 공급 최적시스템 실증화 및 제도 정립 연구 보고서를 활용하여 Table. 2에 나타내었다. 실험자가 현장에 상주할 수 없는 관계로 원격 모니터링을 통하여 데이터를 취득하였다. 데이터는 2분간격으로 취득하였으며, 냉방모드 운전시간 1108시간중 냉방기의 성능이 안정화 되는 831시간의 데이터를 30분 간격으로 평균을 내어 활용하였다.

외기조건에 따른 다중회귀분석 상관관계식을 식 (1)에 나타내었다. 본 연구에서 사용한 상관관계식은 조정된 결정계수가 0.9 이상으로 유의한 결과로 분석되었다. HDCS의 성능에 영향을 미치는 변수는 총 4가지이나, 실내조건은 외기조건에 영향을 받기 때문에 성능에 직접적인 영향을 미치는 변수는 실외조건이라 할 수 있다. 실험간에 실외조건은 동시에 변화하고 다수이기 때문에 다중회귀분석을 사용하여 분석하였다. 여기서 Z는 HDCS의 성능인자인 소비전력, 재생열량, RA 온·습도, SA 온·습도, 냉방능력 및 성능계수이다. T는 외기온도이며, H는 외기절대습도이다.

$$Z = a_0 + a_1T + a_2H + a_3HT \quad (1)$$

냉방기의 성능을 평가하는 기준으로는 냉방능

력과 성능계수가 있다. 본 연구에서는 상대습도를 측정하였기에 식 (2)를 통하여 절대습도를 산출하였고, 이를 이용하여 공기의 엔탈피를 산출하였다(식 (3)). 시스템의 냉방능력은 SA와 RA의 엔탈피차와 공급공기의 질량유량을 이용하여 식 (4)를 통하여 산출하였다. HDCS는 전기와 재생열을 사용하기에 냉방능력을 소비전력과 재생열량의 합으로 나눈 식 (5)를 통하여 산출하였다.

$$H = \phi 0.622 \frac{P_g}{P_a} \quad (2)$$

$$h = h_a + h_v = C_{p,a}T + (h_{fg,v} + C_{p,v}T)H \quad (3)$$

$$Q_{cool} = \dot{m}_{air} \times (h_{in} - h_{out}) \quad (4)$$

$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{ele} + Q_{reg}} \quad (5)$$

위의 식 (5)는 일반적인 냉동기의 성능계수 산출 방법이다. HDCS의 에너지원은 전력과 재생열 두 가지인데 제습냉방시스템의 성능평가를 위해서는 두 에너지원의 가치를 동일한 기준으로 통일할 필요가 있다. 이를 위하여 PURPA 규정에 의해 정의된 열병합발전소의 효율을 이용하였다. PURPA에서는 증기와 전기의 가치비율을 1:2로 정의한다. 에너지원의 가치비를 고려하여 재생열량에 PURPA 열병합발전소 효율을 적용한 성능계수 산출식을 식 (6)으로 정의하였다. 또한 우리나라에는 건물에너지효율등급 인증제도가 존재하는데 이를 활용한 성능계수 산출식을 식 (7)로 정의하였다. 여기서 사용한 1차에너지 환산계수는 지역난방 0.614, 전력 2.75이다.

$$COP_{PURPA} = \frac{Q_{cool}}{Q_{ele} + Q_{reg} \times 0.5} \quad (6)$$

$$COP_{PRIMARY} = \frac{Q_{cool}}{Q_{ele} + Q_{reg} \times 0.223} \quad (7)$$

### 3. 결과 및 토의

실험기간동안의 외기조건에 따른 SA의 다중회귀분석 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 외기습도가 증가할수록 SA 온도는 증가하지만 외기온도로 인한 SA 온도의 변화는 적은 것으로 확인하였다. 외기습도가 증가할수록 SA의 온도가 상승하는 이유는 다양한 요인이 있겠지만 주된 요인은 제습로터에서의 흡착열로 인한 것으로 분석되었다. 또한 저온에서 습도의 영향을 더 받는 것으로 분

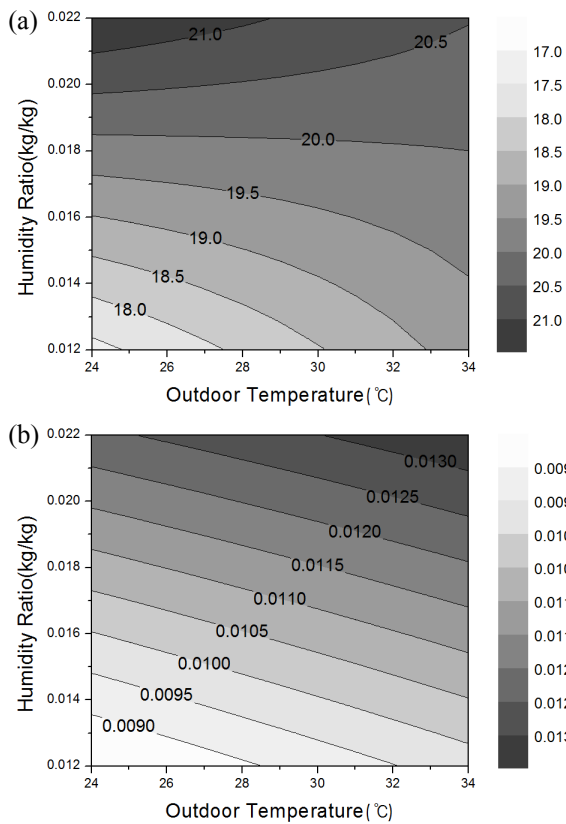


Fig. 5 Supply air conditions according to outdoor conditions; (a) Temperature (°C); (b) Humidity ratio (kg/kg)

석되었다(Fig. 5(a)). SA 습도는 외기온·습도가 증가할수록 증가하지만 외기온도의 영향보다는 외기습도의 영향을 더 받는다는 것을 확인하였다(Fig. 5(b)).

외기조건에 따른 RA의 변화경향을 Fig. 6에 나타내었다. RA 온도는 외기온도가 증가할수록 증가하지만 고습시에는 외기온도의 영향을 거의 받지 않는 것으로 분석되었다(Fig. 6(a)). RA 습도는 SA 습도와 마찬가지로 외기습도가 증가할수록 증가하는 경향을 확인하였다(Fig. 6(b)), RA 습도  $\cong$  SA 습도 + 0.003 kg/kg). 이는 HDCS에서 제습부로 흡입되는 공기중 70%가 SA이기 때문에 SA의 영향을 크게 받는것으로 분석된다.

Fig. 7은 외기조건에 따른 소비에너지를 분석한 결과이다. 소비전력은 외기온도가 증가할수록 증가하며 외기습도가 증가할수록 증가폭은 줄어드는 것을 확인하였다(Fig. 7(a)). 이는 외기온도의 증가에 따른 응축온도의 증가로 분석된다. 응축온도의 증가는 응축압력을 증가시키고 이는 열펌프 사이클의 압축비를 증가시켜 소비전력의 증가

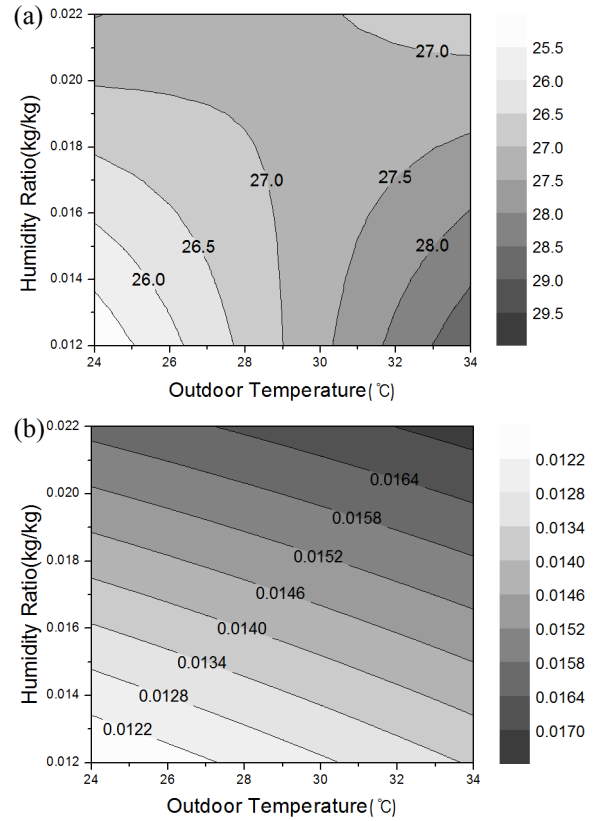


Fig. 6 Return air conditions according to outdoor conditions; (a) Temperature (°C); (b) Humidity ratio (kg/kg)

로 이어진다.<sup>(10)</sup> 고습조건에서 온도의 영향이 줄어드는 경향을 보이는데 이는 현열부하의 감소로 분석된다. 외기조건 변화에 따라 소비전력은 1.26 ~ 1.51 kW까지 변화함을 알 수 있다.

재생열량은 외기온도가 증가할수록 감소한다(Fig. 7(b)). 이는 외기온도가 증가함에 따른 열교환기의 열교환량이 감소하기 때문인 것으로 생각된다. 또한, 고습조건에서 온도의 영향이 커지는데 이는 잠열부하의 증가 때문인 것으로 보인다. 외기조건 변화에 따른 재생열량의 변화량은 2.2 ~ 4.1 kW이다.

총 에너지소비량은 소비전력의 변화량에 비하여 재생열량의 변화량이 크기 때문에 재생열량의 변화경향과 유사하다는 것을 확인하였다(Fig. 7(c)). 저온고습시에는 재생열량이 가장 크기 때문에 총에너지 소비량 역시 저온고습조건에서 증가하는 경향을 확인하였다. 총에너지의 변화량은 3.6 ~ 5.4 kW이다.

냉방능력은 현열제거량과 잠열제거량으로 구분하여 분석을 하였다. Fig. 8(a)는 외기조건에 따른

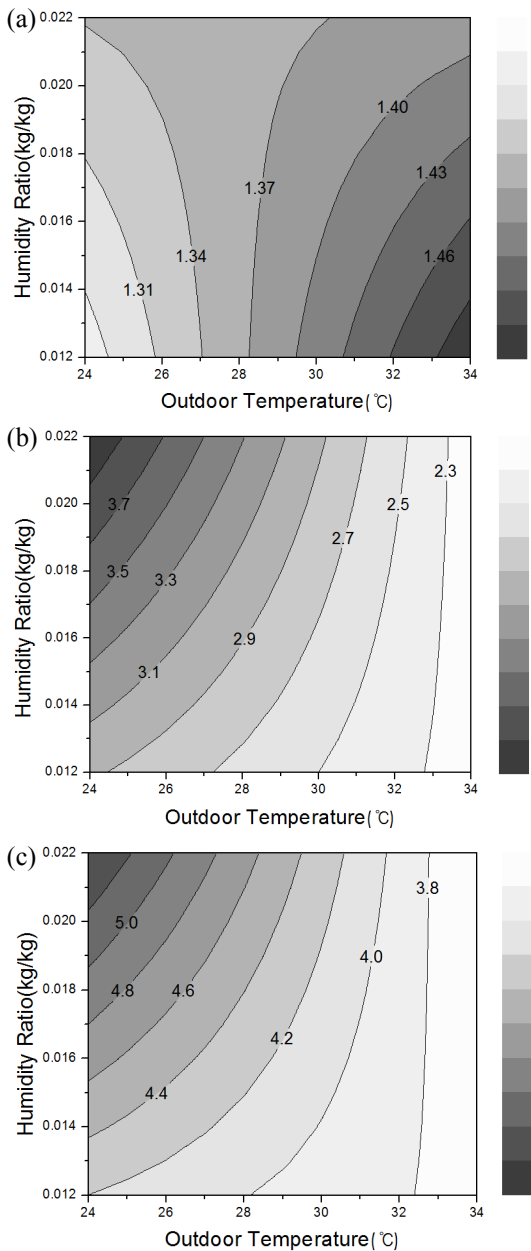


Fig. 7 Energy consumption according to outdoor conditions (kW); (a) Power consumption; (b) Regeneration heat; (b) Total energy

현열제거량을 나타낸 것이다. 외기온도가 증가할수록 현열제거량은 증가하는 경향을 보이는데 이는 증발식 냉각기의 유용도 증가와<sup>(10)</sup> 열펌프의 외기온도 증가에 따른 증발기의 증발온도 증가로 인한<sup>(11)</sup> 냉매 비체적이 감소하기 때문이다. 냉매의 비체적 감소는 냉매유량을 증가시켜 응축능력의 증가로 이어지며 이는 현열제거량의 증가로 이어진다. 고습조건에서는 외기온도에 영향을 크게 받지 않는 것으로 분석되었다. 현열제거량의 변

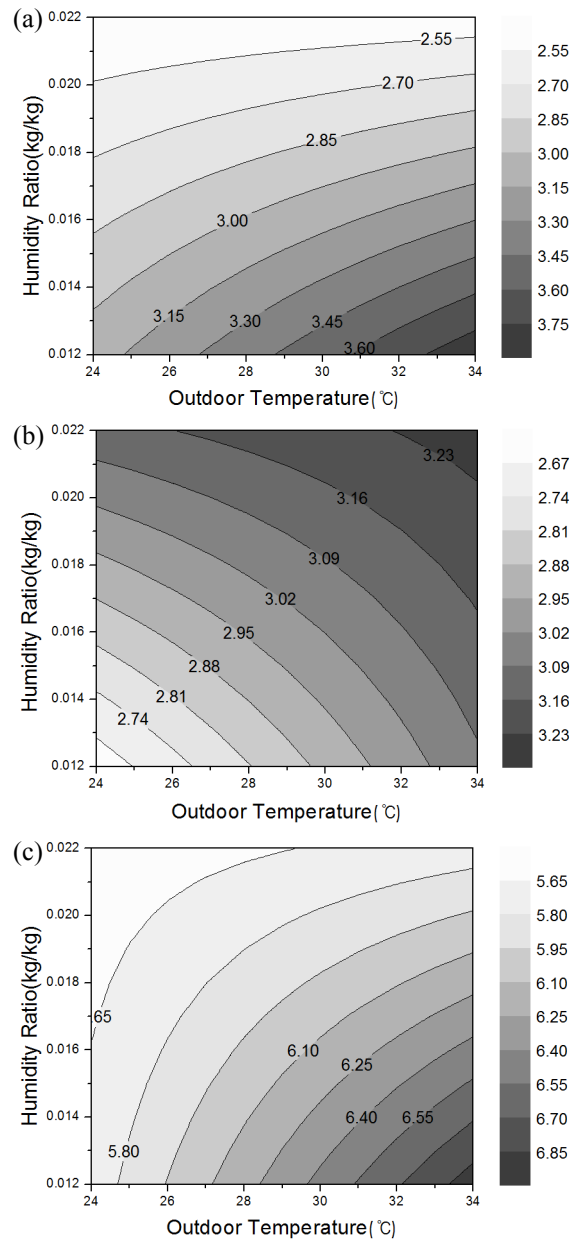


Fig. 8 Cooling capacity according to outdoor conditions; (a) Sensible heat load(kW); (b) Latent heat load(kW); (c) Cooling capacity(kW)

화량은 2.4 ~ 3.9 kW이다. 잠열제거량은 외기온·습도가 증가할수록 증가하는 경향을 보인다(Fig. 8(b)). 이는 습도의 증가로 인한 제습로터의 제습량 증가로 분석된다. 외기 조건에 따른 잠열제거량은 2.6 ~ 3.3 kW이다. 현열제거량과 잠열제거량을 합한 냉방능력을 Fig. 8(c)에 나타내었다. 잠열제거량의 변화량보다 현열제거량의 변화량이 크기 때문에 냉방능력은 현열제거량과 유사한 경향을 보이며 저온고습시

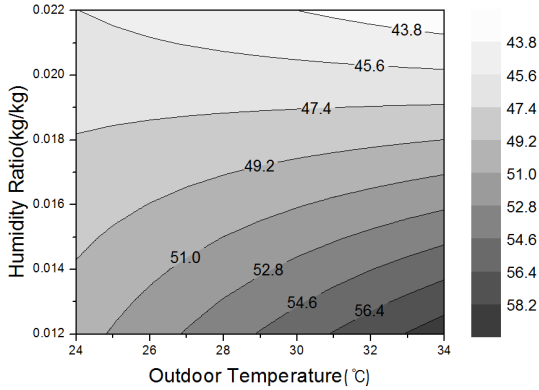


Fig. 9 Temperature at the regenerator inlet according to outdoor conditions (°C)

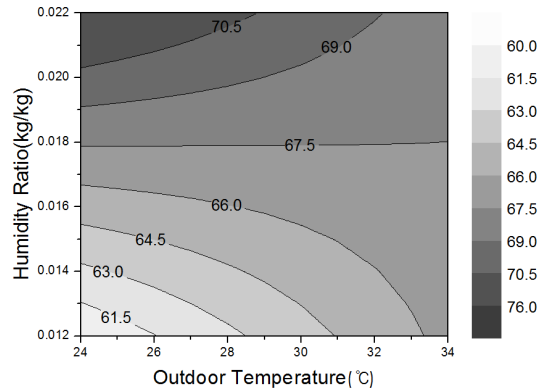


Fig. 11 Temperature at the regenerator inlet according to outdoor conditions (°C)

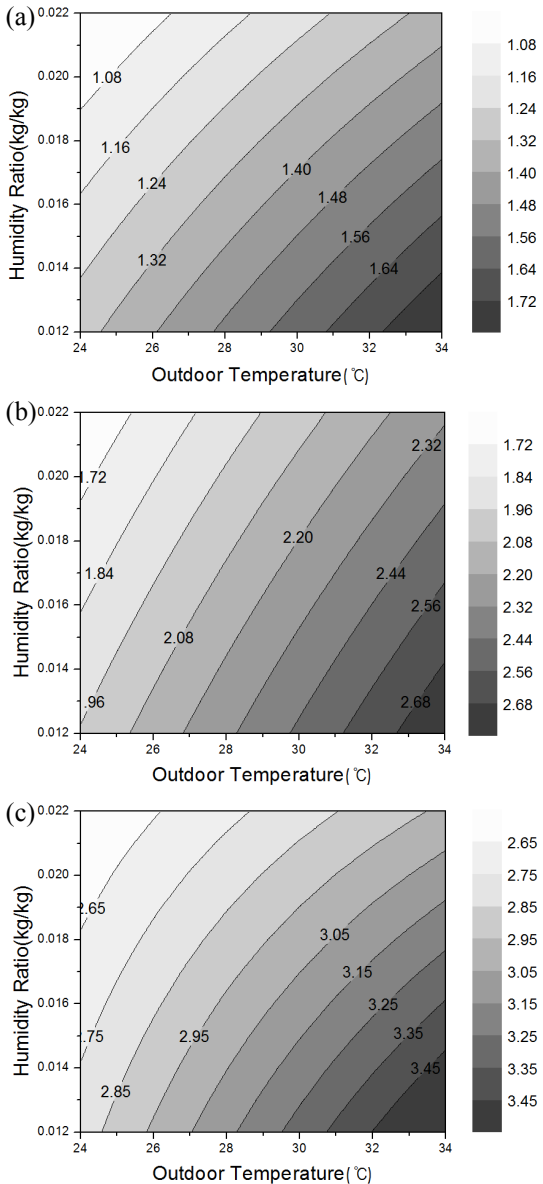


Fig. 10 COP according to outdoor conditions; (a) COP; (b) COP<sub>PURPA</sub>; (c) COP<sub>PRIMARY</sub>

HDCS의 냉방능력이 저하되는 것을 확인하였으며 냉방능력의 변화량은 5.5 ~ 7.0 kW이다.

Fig. 9는 냉방능력중 현열제거량이 차지하는 비율을 나타낸 것이다. 외기습도 증가에 따른 현열 제거량의 감소폭이 잠열제거량의 증가폭보다 크기 때문에 냉방능력중에 현열제거량이 차지하는 비율은 떨어지는 것으로 확인 되었다. 또한, 외기 온도의 증가에 따라 외기습도가 미치는 영향이 커지는 것으로 확인되었다. 이는 고온고습 조건에서의 열펌프의 성능감소로 인한 것으로 분석된다.

외기온·습도가 증가할수록 COP가 증가하는 것을 Fig. 10(a)에 나타내었다. 이는 외기조건에 따른 냉방능력변화경향과 유사한데, 소비에너지의 변화량보다 냉방능력의 변화량이 더 크기에 이와 같은 경향이 나오는 것으로 분석된다. 재생열량에 PURPA 열병합발전소 효율(Fig. 10(b))과 1차 에너지 환산계수(Fig. 10(c))를 적용하여 분석을 하여도 일반적인 성능계수 분석결과와 크게 다르지 않다는 것을 확인하였다.

Fig. 11은 외기조건에 따른 재생온수입구온도를 나타낸 것이다. 외기온도의 영향보다 외기습도의 영향이 크며 습도가 증가할수록 재생온수입구 온도도 증가하는 것으로 확인되었다.<sup>(12)</sup> 재생온수입구 온도가 외기조건에 따라 변화하지만 공급측에서 조절이 가능하기에 외기습도와 재생온수입구 온도를 변수로 두고 다중회귀분석을 실시한 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 냉방능력은 외기온·습도에 따른 변화와 유사하지만 외기온도에 따른 변화량보다 온수입구온도 변화에 따른 변화량이 더 큰 것으로 확인되었다(Fig. 12(a)). 전체에너지는 온수입구온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보이는데 이는 온수입구온도가 증가할수록 재생열

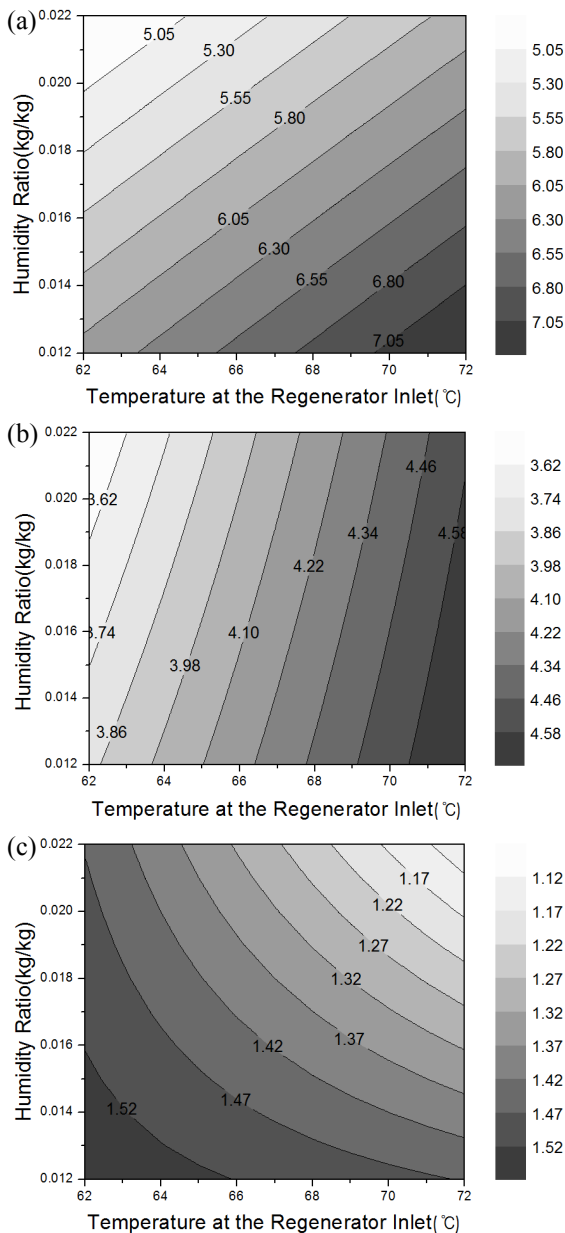


Fig. 12 HDCS characteristic according to outdoor air humidity ratio and temperature at the regenerator inlet; (a) Cooling capacity(kW); (b) Total energy(kW); (c) COP

량이 증가하기 때문이다(Fig. 12(b)). 온수입구온도와 외기습도에 따른 COP 변화를 살펴보면 온수입구온도가 증가할수록 COP는 감소하는 경향을 보인다.<sup>(12)</sup> 이는 온수입구온도가 증가할수록 냉방능력의 증가량보다 전체에너지 증가량이 크기 때문인 것으로 분석된다(Fig. 12(c)).

#### 4. 결론

본 연구에서는 실제 주거 환경에서의 하이브리

드 제습냉방 시스템의 외기 조건에 따른 성능변화를 관찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 열과 전기를 등가로 놓을 경우 고습 조건에서는 외기 온도가 상승할수록 전체 에너지 소비량이 감소하는 경향을 보였다. 고습 조건에서는 외기 온도의 영향이 컸으며 고온고습시 전체 에너지 소비량은 가장 작은 것으로 분석되었다.

(2) 냉방능력에서는 현열 처리능력이 잠열 처리능력보다 외기조건에 큰 영향을 받았다. 현열 처리능력은 외기온도보다는 습도에 영향을 많이 받아서 외기습도가 감소하면 전체적인 냉방능력이 증가하였다.

(3) 외기온도가 상승하면 성능계수도 증가하였다. 외기 조건 변화에 대하여 냉방능력과 유사한 경향을 보였고 이는 PURPA(Public Utility Regulatory Policies Act)를 적용하여 열과 전기의 가치를 1:2로 두고 계산할 경우와 1차에너지환산계수를 적용한 경우에도 유지가 되었다. 명확한 기준의 열과 전기의 가치비를 정의하여 성능계수를 평가한다면 HDCS의 에너지효율은 전기에어컨과 흡사할 것으로 판단된다.

(4) 온수입구온도는 외기온도보다 외기습도의 영향을 크게 받았다. 온수입구온도가 증가할수록 냉방능력이 증가하지만 전체에너지 소비량 또한 증가하여 COP는 감소하는 것으로 확인되었다.

#### 후기

본 연구는 산업통상자원부의 에너지·자원기술개발사업과 인력양성사업(No. 20134040200580)에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

(References)

- (1) Kim, S., 2008, "Strategy for a Low-Carbon Economy," *KEEI Report No. 08-18*, pp. 215~221.
- (2) Kang, Y. T. and Kim, M. S., 2010, "Strategy of District Cooling Distribution Promotion Based on National Benefit," *Proc. SAREK Summer Annual Meeting*, pp. 661~666.
- (3) Daou, K., Wang, R. Z. and Xia, Z. Z., 2006, "Desiccant Cooling Air Conditioning: a Review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10, pp. 55~77.
- (4) Sheridan, J. C. and Mitchell, J. W., 1985, "A



- Hybrid Solid Desiccant Cooling System," *Solar Energy*, Vol. 34, No. 2, pp. 187~193.
- (5) Mohammad, A. T., Mat, S. B., Sulaiman, M. Y., Sopian, K. and Al-abidi, A. A., 2013, "Survey of Liquid Desiccant Dehumidification System Based on Integrated Vapor Compression Technology for Building Applications," *Energy and Buildings*, Vol. 62, pp. 1~14.
- (6) Chung, J. D. and Lee, D. Y., 2011, "Contributions of System Components and Operating Conditions to the Performance of Desiccant Cooling Systems," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 34, pp. 922~927.
- (7) Mazzei, P., Minichiello, F. and Palma, D., 2002, "Desiccant HVAC Systems for Commercial Buildings," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 545~560.
- (8) Hwang, W. B., Lee, D. Y. and Kim, Y. C., 2012, "A Study on the Performance Evaluation of a Hybrid Desiccant Cooling System," *Trans. of the SAREK*, Vol. 24, No. 2, pp 722~726.
- (9) Ahn, J., Yun, C. and Kang, B. H., 2013, "Performance Analysis of Hybrid Desiccant Chiller Based on Field Test," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 7, pp. 621~627.
- (10) Chang, Y. S., Lee, D. Y., 2007, "Effects of Individual Components on the System Performance in a Desiccant Cooling System," *Trans. of the SAREK*, Vol. 19, No. 10, pp. 687~694
- (11) Kwon, Y. C., Chun, C. K., 2007, "Temperature Characteristics of Condenser and Evaporator of Air-Conditioner Applying Variable Capacity Compressor Under Cooling Condition," *Trans. of the KAIS*, Vol. 8, No. 6, pp 1325-1331
- (12) Lee, D. Y., Chang, Y. S., 2009, "Performance Characteristics of the Desiccant Cooling System in Various Outdoor and Load Conditions," *Proc. SAREK Summer Annual Meeting*, pp. 623~628.